



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

METODY PRO ŘEŠENÍ ROZMĚROVÝCH OBVODŮ

METHODS FOR SOLVING THE TOLERANCE CHAINS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Lukáš Fiala

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Lukáš Fiala**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Metody pro řešení rozměrových obvodů

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při sériové výrobě je kladen zřetel na vysokou efektivitu a přijatelně levnou výrobu součástí a sestav. To vyžaduje přesně specifikovat součást tak, aby bylo zřejmé, jaké rozměrové nedokonalosti jsou ještě přijatelné. Správně zvolená metoda a vyvážení tolerancí dokáže zajistit cenově přijatelnou a zároveň efektivní výrobu.

Typ práce: rešeršně syntetická

Cíle bakalářské práce:

Hlavním cílem je rešerše v oblasti řešení rozměrových obvodů (RO) včetně aplikace získaných poznatků pro řešení rozměrového obvodu na vybrané sestavě.

Dílčí cíle bakalářské práce:

- popsat metody pro řešení RO (zejména metoda MM, pravděpodobnostní, skupinové zaměnitelnosti, kompenzační),
- popsat případy, kdy je vhodnější danou metodu použít,
- popsat faktory ovlivňující řešení RO,
- aplikovat získané poznatky pro konkrétní sestavu,
- porovnat vybrané metody řešení na konkrétní sestavě.

Požadované výstupy: průvodní zpráva.

Rozsah práce: cca 27 000 znaků (15 – 20 stran textu bez obrázků).

Časový plán, struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

<http://www.ustavkonstruovani.cz/texty/bakalarske-studium-ukonceni/>

Seznam doporučené literatury:

HU, M., J. MA a W. ZHAO. Variable dimensional chain of stroke-related mechanical assemblies. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture. 2015, 230(5), 909-922. ISSN 0954-4054.

KORBI, A., M. TLIJA, B. LOUHICHI a A. BENAMARA. CAD/tolerancing integration: a new approach for tolerance analysis of non-rigid parts assemblies. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. 2018, 98(5-8), 2003-2013. ISSN 0268-3768.

ZHANG, H. C. a M. E. HUQ. Tolerancing techniques: the state-of-the-art. International Journal of Production Research. 2007, 30(9), 2111-2135. ISSN 0020-7543.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se věnuje metodám pro řešení rozměrových obvodů. Na začátku jsou vysvětleny základní pojmy týkající se rozměrových obvodů. Dále jsou popsány metody maximum-minimum, statistická, skupinové zaměnitelnosti a kompenzační. Pro názornější vysvětlení metod je pro každou vyřešen ukázkový příklad. Pozornost je také věnována systémům, ve kterých lze provádět výpočet toleranční analýzy. V závěru práce jsou pro srovnání použity metody kompenzační a statistická na stejné sestavě. Výsledky jsou nakonec porovnány a vyhodnoceny. Práce by měla dát čtenáři představu, v jakých případech je vhodné použít určitou metodu.

KLÍČOVÁ SLOVA

tolerance, rozměrové obvody, metody řešení, řešiče rozměrových obvodů, sestava

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with methods for solving dimensional chains. At the beginning, basic terms related to dimensional chains are explained. The next section describes worst case, statistical, group interchangeability and compensation methods. For better explanation, an example is solved for each method. Attention is also paid to systems in which the calculation of tolerance analysis can be performed. In conclusion, statistical and compensatory methods are used at the same assembly for comparison, and then, results are compared and evaluated. The thesis should provide the reader, in which cases it is appropriate to use a certain method.

KEYWORDS

tolerance, dimensional chains, solving methods, dimensional chains solvers, assembly

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

FIALA, Lukáš. *Metody pro řešení rozměrových obvodů* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-03]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131962>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování. Vedoucí práce doc. Ing. Petr Svoboda, Ph.D.

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval doc. Ing. Petru Svobodovi, Ph.D. za jeho ochotu, cenné rady a čas věnovaný při konzultacích. Také bych rád poděkoval své rodině za podporu při studiu.

PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE

Prohlašuji, že bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně, pod odborným vedením doc. Ing. Petra Svobody, Ph.D. Současně prohlašuji, že všechny zdroje obrazových a textových informací, ze kterých jsem čerpal, jsou řádně citovány v seznamu použitých zdrojů.

.....

Podpis autora

OBSAH

1	ÚVOD	12
2	ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE	13
2.1	Analýza problému	13
2.2	Cíl práce	13
3	PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ	14
3.1	Základní pojmy pro rozměrové obvody	14
3.2	Metody pro řešení rozměrových obvodů	15
3.2.1	Metoda maximum-minimum	15
3.2.2	Metoda statistická	18
3.2.3	Metoda skupinové zaměnitelnosti	23
3.2.4	Metoda kompenzační	27
3.3	Faktory ovlivňující volbu metody	29
3.4	Souhrn parametrů a vhodnosti použití metod	30
3.5	Systémy pro řešení rozměrových obvodů	30
3.5.1	MITCalc	30
3.5.2	Inventor	32
4	DISKUZE	35
4.1	Aplikace metod na konkrétní sestavě	35
4.1.1	Řešení pomocí kompenzační metody	36
4.1.2	Řešení pomocí statistické metody RSS	38
4.2	Zhodnocení výsledků	39
5	ZÁVĚR	41
6	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	42
7	SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN	44
8	SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ	45
9	SEZNAM TABULEK	46

1 ÚVOD

Při výrobě všech strojních součástí vznikají určité nepřesnosti. Velikost nepřesností je ovlivněna například zvolenou technologií výroby nebo lidským faktorem. Jak velké nepřesnosti jsou ještě přípustné je dáno tolerancemi. Jedním z hlavních důvodů pro zavedení tolerancí byl požadavek na zaměnitelnost součástí. Díky tolerování je možné používat na výrobu sestav součásti od různých výrobců, a to i na mezinárodní úrovni.

Strojní sestava se skládá z několika na sebe navazujících rozměrů. Aby bylo dosaženo správné funkce a smontovatelnosti sestavy, musí být předepsána dostatečná přesnost výroby jednotlivých součástí. Předepsání velmi přesných tolerancí je ale neekonomické, protože čím vyšší přesnost je požadována, tím jsou vyšší náklady na výrobu. Důvodem jsou například požadavky na přesnější výrobní stroje a přesnější měřidla. Proto je důležité správně navrhnout rozměry součástí a jejich tolerance.

Pro optimální návrh velikosti tolerancí, jak z hlediska funkčního, tak z hlediska ekonomického, se používají rozměrové obvody. Existuje několik metod, které se na řešení rozměrových obvodů používají. Podle zvolené metody je dosaženo různě velkých tolerancí a s tím souvisí výsledná úplná zaměnitelnost nebo pouze částečná zaměnitelnost součástí. Správná volba metody je tedy klíčovým bodem v procesu návrhu tolerancí. Volba metody závisí například na sériovosti výroby a na počtu součástí v sestavě. Tato práce by měla představit jednotlivé metody a pomoci při volbě metody pro konkrétní případy.

2 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

2.1 Analýza problému

Kvůli velké konkurenci na mezinárodním trhu společnosti usilují o stále vyšší kvalitu produktů a zároveň o co nejlevnější výrobu. Návrh tolerancí má velký vliv na kvalitu a cenu výrobního procesu.

Tolerance hrají důležitou roli v návrhu produktu i při jeho výrobě. V návrhové fázi musí být splněny funkční požadavky na výrobek. Z funkčního hlediska jsou výhodné přesnější tolerance, které zajišťují přesné uložení a zaměnitelnost součástí. Naopak z hlediska výroby jsou výhodnější méně přesné tolerance, které umožňují nižší přesnost výroby a tím snížení nákladů. Návrh tolerancí se tedy stává kritickým bodem mezi návrhovou a výrobní fází, ve kterém se tyto dva protichůdné požadavky dají vyřešit.

Existují dvě fáze při návrhu tolerancí. První z nich je toleranční analýza, při které jsou specifikovány tolerance rozměrů a navrhovány možnosti uložení dílů v sestavě. Druhou fází je toleranční syntéza, která zahrnuje rozdělení tolerancí specifických pro uložení mezi rozměry komponentů, které tvoří danou sestavu [1]. Rozměrové obvody se uplatňují v toleranční syntéze, protože zobrazují vzájemné vztahy mezi tolerancemi součástí v sestavě, nebo tolerancemi rozměrů na jednom díle. Díky tomu lze optimálně stanovit a rozdělit tolerance. Pro řešení rozměrového obvodu lze použít několik metod.

Problém nastává při volbě metody. Každá metoda má své specifikace a vede k odlišným řešením. Pro dosažení co nejefektivnější výroby je tedy nezbytné zvolit vhodnou metodu, díky které získáme optimální velikosti a rozdělení tolerancí.

2.2 Cíl práce

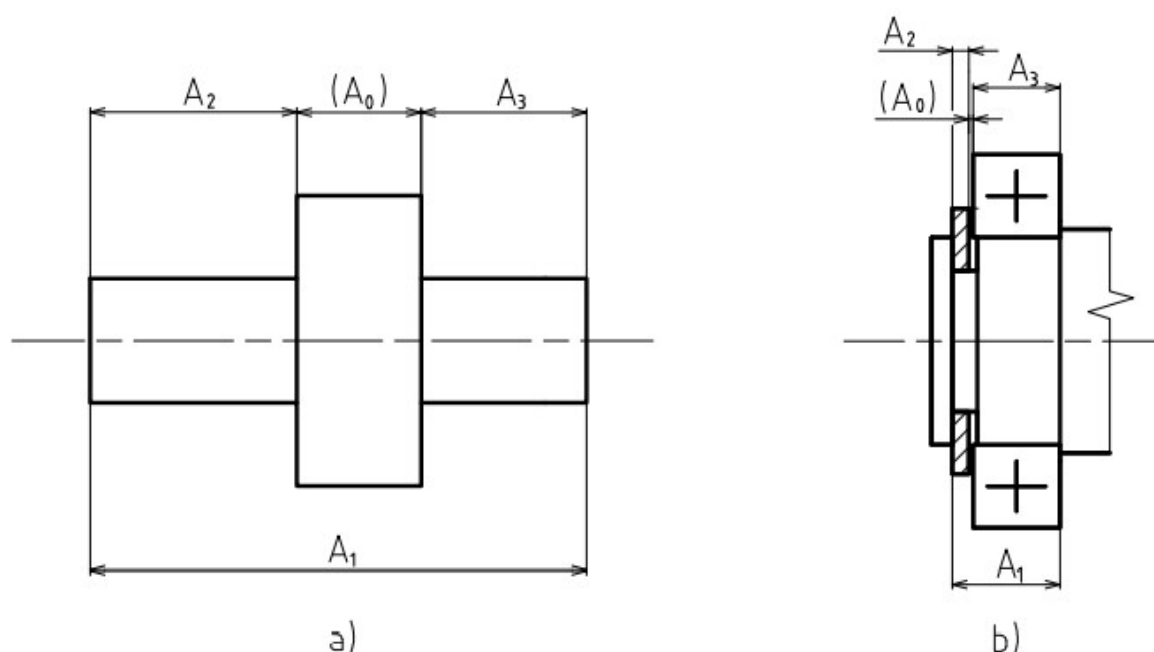
Hlavním cílem bakalářské práce je zpracování rešerše o metodách pro řešení rozměrových obvodů. Popsány mají být konkrétně metody maximum-minimum, statistická, skupinové zaměnitelnosti a kompenzační.

Pro správné řešení rozměrového obvodu je důležité zvolit vhodnou metodu řešení, a proto je dílčím cílem práce popsat případy, kdy je použití dané metody nejvhodnější a jaké faktory tuto volbu ovlivňují. Dalším dílčím cílem je aplikace statistické metody a metody kompenzační na konkrétní sestavu a následné porovnání obou řešení.

3 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

3.1 Základní pojmy pro rozměrové obvody

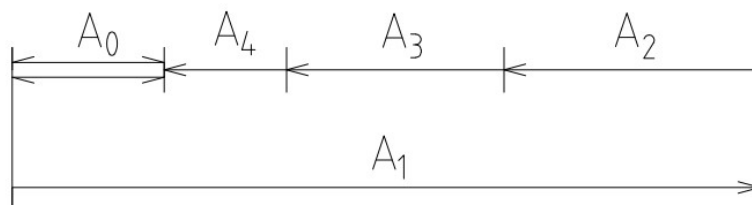
Rozměrový obvod, nebo také toleranční řetězec, je uzavřené seskupení na sebe navazujících rozměrů, které jsou na sobě z funkčního hlediska závislé. Rozměry tvořící rozměrový obvod se nachází na jedné součásti (obr. 3-1a) nebo v montážní jednotce (obr. 3-1b). Vzájemná poloha členů určuje, jestli se jedná o přímkový obvod (obsahující pouze členy rovnoběžné), rovinný obvod (členy pouze v jedné nebo několika rovnoběžných rovinách) nebo prostorový obvod (členy v nerovnoběžných rovinách) [2].



Obr. 3-1 Rozměrový obvod a) na jedné součásti; b) v montážní jednotce

Členy rozměrového obvodu jsou podle své funkce rozděleny na dílčí členy a člen uzavírací. Uzavírací člen je buď výrobně výsledný nebo montážně výsledný rozměr, který vychází z rozměrů a tolerancí dílčích členů [2]. Uzavírací člen je označován velkým písmenem s indexem 0 (A_0 , B_0 , atd.) a značí se dvojitou kótovací čarou. V rozměrovém obvodu je vždy pouze jeden uzavírací člen a minimálně dva dílčí členy.

Dílčí členy jsou označovány velkým písmenem s indexem od jedničky (A_1, A_2 nebo B_1, B_2 , atd.) a značí se jednoduchou šipkou, která má směr podle typu dílčího členu. Dělí se na zvětšující, zmenšující a kompenzační. Pokud se zvětšující člen zvětšuje, tak se zvětšuje i uzavírací člen a naopak, tedy při zmenšování zvětšujícího členu se zmenšuje také uzavírací člen. Pokud se zvětšuje zmenšující člen, tak se uzavírací člen zvětšuje a naopak. Zvětšující člen se značí šipkou směřující vpravo a zmenšující šipkou směřující vlevo. Kompenzační člen se nenachází v každém obvodu a jeho změnou se dosahuje požadované přesnosti uzavíracího členu. Často se označuje indexem „k“. Příklad schématu rozměrového obvodu je ukázán na obrázku 3-2.



Obr. 3-2 Schéma rozměrového obvodu

3.2 Metody pro řešení rozměrových obvodů

3.2.1 Metoda maximum-minimum

Tato metoda počítá s případem, kdy mají všechny dílčí členy své mezní rozměry, tedy s nejméně příznivým případem, co může nastat [3]. Proto je anglický název této metody Worst case. Díky tomuto přístupu je dosaženo požadované mezní úchytky uzavíracího členu při jakékoli kombinaci skutečných rozměrů dílčích členů a je tedy zajištěna úplná zaměnitelnost součástí bez dodatečného upravování. Pro výpočet rozměrů uzavíracího členu se používají následující rovnice [2]:

Jmenovitý rozměr:

$$A_0 = \sum_{i=1}^{j-1} A_i - \sum_{i=j}^n A_i \quad (1)$$

Horní mezní rozměr:

$$A_{0 \max} = \sum_{i=1}^{j-1} A_{i \max} - \sum_{i=j}^n A_{i \min} \quad (2)$$

Dolní mezní rozměr:

$$A_{0 \min} = \sum_{i=1}^{j-1} A_{i \min} - \sum_{i=j}^n A_{i \max} \quad (3)$$

Tolerance:

$$T_{A_0} = \sum_{i=1}^n T_{A_i} > 0 \quad (4)$$

Horní mezní úchylka:

$$S_0 = \sum_{i=1}^m S_i - \sum_{i=m+1}^n I_i \quad (5)$$

Dolní mezní úchylka:

$$I_0 = \sum_{i=1}^m I_i - \sum_{i=m+1}^n S_i \quad (6)$$

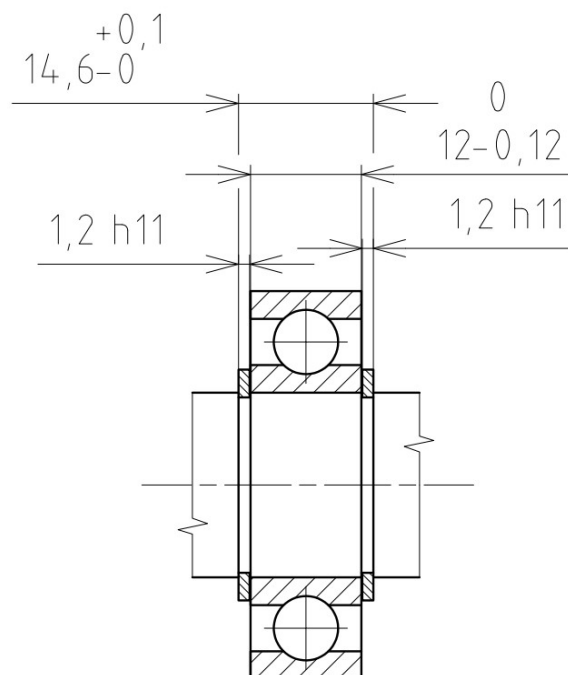
kde $1, 2, \dots, j-1$ je počet zvětšujících členů a j, \dots, n je počet zmenšujících členů.

Rovnice (4) vyjadřuje podmínku realizovatelnosti, podle které musí být tolerance uzavíracího členu i všech dílčích členů kladná. Pokud tato podmínka neplatí, tak se musí zpřesnit tolerance nebo změnit konstrukce přidáním kompenzačního členu.

Nevýhoda této metody vyplývá ze skutečnosti, že tolerance uzavíracího členu musí pokrýt součet tolerancí všech dílčích členů. Z toho je zřejmé, že při vyšší přesnosti uzavíracího členu a při vyšším počtu dílčích členů vede tato metoda k předepsání velmi přesných tolerancí. To vede k nárokům na přesnější výrobní metody, přesnější měřidla a delší výrobní časy a s tím související zvyšování nákladů na výrobu. Výhoda úplné zaměnitelnosti se ale projevuje při montáži. Díly se při montáži nemusí vybírat ani nijak upravovat, takže jsou kladeny nižší nároky na kvalifikovanost pracovní síly. Další výhodou je snadná mechanizace a automatizace výroby [4]. Údržba a opravy jsou také jednodušší díky zaměnitelnosti náhradních dílů.

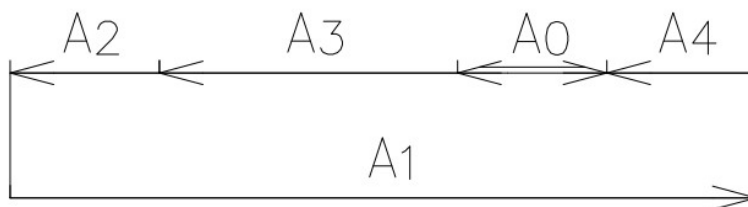
Využití metody maximum-minimum je hlavně v malosériové výrobě pro výrobky s menším počtem součástí nebo tam, kde je přípustná vyšší tolerance uzavíracího členu [2].

Výpočet pomocí metody maximum-minimum je ukázán na následujícím příkladu. Na obrázku 3-3 je zobrazeno uložení radiálního kuličkového ložiska na hřídeli. Proti axiálnímu pohybu je ložisko zajištěno pomocí dvou pojistných kroužků. Je potřeba určit správnou vzdálenost a toleranci jejich opěrných ploch tak, aby bylo vždy dosaženo montážní vůle. V tomto příkladu je již tato vzdálenost určena a cílem je zkontrolovat, zda bude dosaženo montážní vůle.



Obr. 3-3 Příklad použití metody maximum-minimum

Použité ložisko s označením 6004 a použité pojistné kroužky ČSN 02 2930 jsou normalizované součásti a jejich tolerance jsou určeny podle norem [5]. Vzdálenost opěrných ploch je jediným zvětšujícím členem a je označena jako A_1 . Pojistné kroužky (členy A_2 a A_4) jsou spolu s ložiskem (člen A_3) členy zmenšujícími. Jako uzavírací člen je zvolena montážní vůle. Schéma rozměrového obvodu je zobrazeno na obrázku 3-4.



Obr. 3-4 Schéma RO pro příklad použití metody maximum-minimum

Na začátku bude podle rovnice (4) zkontrolována realizovatelnost:

$$T_0 = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 = 0,1 + 0,06 + 0,06 + 0,12 = 0,34 \text{ mm}$$

Tolerance uzavíracího členu vyšla kladná, tudíž lze použít metodu maximum-minimum.

Podle rovnic (2) a (3) určíme maximální a minimální rozměr uzavíracího členu.

$$A_{0MAX} = A_{1MAX} - A_{2MIN} - A_{3MIN} - A_{4MIN} = 14,7 - 1,14 - 11,82 - 1,14 = 0,6 \text{ mm}$$

$$A_{0MIN} = A_{1MI} - A_{2MAX} - A_{3MAX} - A_{4MAX} = 14,6 - 1,2 - 12 - 1,2 = 0,2 \text{ mm}$$

Z výsledků je patrné, že montážní vůle bude vždy zajištěna a bude se pohybovat v rozmezí od 0,2 do 0,6 mm.

3.2.2 Metoda statistická

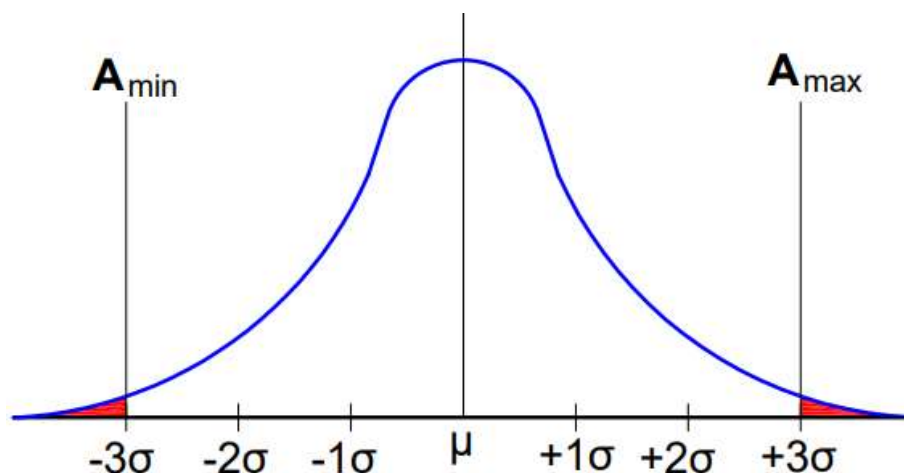
Statistická metoda je založena na předpokladu, že četnost skutečných rozměrů vyrobených součástí odpovídá normálnímu rozdělení. Většina dílů bude mít skutečné rozměry spíše uprostřed tolerančního pole a jen málo z nich bude mít mezní hodnoty [6]. Tato metoda zajišťuje pouze částečnou zaměnitelnost součástí.

Normální rozdělení popisuje Gaussova křivka hustoty pravděpodobnosti, jejíž tvar je dán střední hodnotou, která určuje polohu nejvyšší četnosti určitého rozměru a směrodatnou odchylkou, která určuje štíhlost křivky. Gaussova křivka je dána vztahem [7]:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (7)$$

kde μ je střední hodnota v mm, σ je směrodatná odchylka v mm a x je výskyt daného rozměru.

Předpokládanou výtěžnost výrobního procesu představuje plocha pod Gaussovou křivkou vymezená mezními rozměry uzavíracího členu (obr. 3-5), které jsou určeny jako násobek směrodatné odchylky. Oblast pod křivkou mimo tyto meze představuje předpokládané množství vyrobených zmetků [7].



Obr. 3-5 Předpokládaná výtěžnost procesu [7]

Při použití této metody se počítá s výrobou malého procenta zmetků. Při předem dané pravděpodobnosti zmetkovitosti se dají tolerance dílčích členů zvětšit a tím dosáhnout snížení nákladů na výrobu jednotlivých dílů. Proto se tyto metody používají hlavně pro hromadnou a velkosériovou výrobu, kde se snížení výrobních nákladů vyplatí i přesto, že se vyrobí určité množství zmetků. Množství vyrobených zmetků a výtěžnost procesu v závislosti na zvolené úchylnosti ukazuje tabulka 3-1.

Tab. 3-1 Předpokládaná výtěžnost procesu pro různou šířku tolerančního pole uzavíracího členu [7]

Krajní rozměry	Výtěžnost procesu [%]	Počet zmetků na milion vyrobených součástí
$\mu \pm \sigma$	68,2	317310
$\mu \pm 2\sigma$	95,4	45500
$\mu \pm 3\sigma$	99,73	2700
$\mu \pm 3,5\sigma$	99,95	465
$\mu \pm 4\sigma$	99,994	63
$\mu \pm 4,5\sigma$	99,9993	6,8
$\mu \pm 5\sigma$	99,99994	0,6
$\mu \pm 6\sigma$	99,9999998	0,002

Metoda RSS (Root Sum squares)

Metoda RSS je nejrozšířenější statistická metoda výpočtu rozměrových obvodů, která vychází z předpokladu, že jednotlivé dílčí členy jsou vyráběny s úrovní kvality procesu 3σ [7]. Směrodatná odchylka dílčích členů se spočítá jako [7]:

$$\sigma_i = \frac{T_i}{6} \quad (8)$$

kde T_i – tolerance i-tého dílčího členu v mm

Rozměry uzavíracího člene jsou dány jeho střední hodnotou a směrodatnou odchylkou. Střední hodnota se vypočítá ze vzorce [7]:

$$\mu = \sum_{i=1}^{j-1} \mu_i - \sum_{i=j}^n \mu_i \quad (9)$$

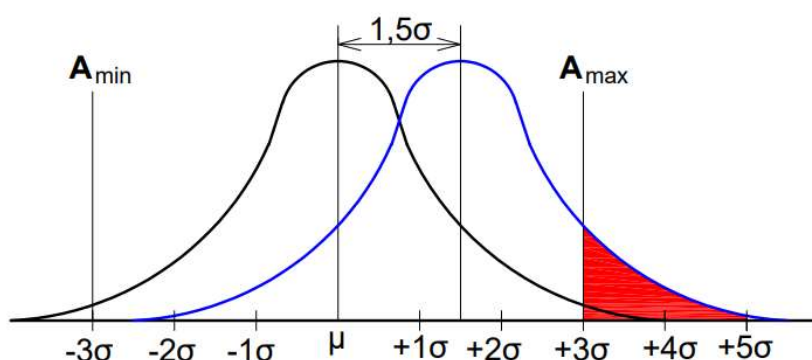
a směrodatná odchylka jako [7]:

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2} \quad (10)$$

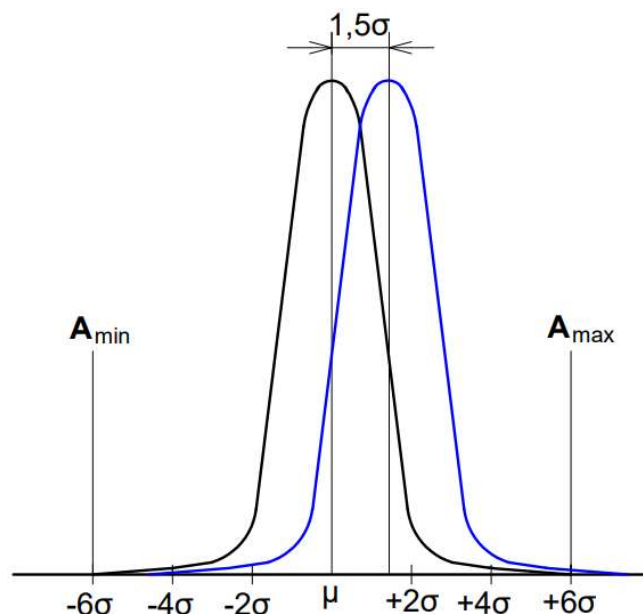
kde μ_i je střední rozměr i-tého dílčího členu v mm, n je celkový počet dílčích členů, 1, 2, ...až $j-1$ je počet zvětšujících členů a $j \dots n$ je počet zmenšujících členů.

Metoda 6 Sigma

Tato metoda vychází z metody RSS. Rozdíl oproti předchozí metodě spočívá v tom, že jsou jednotlivé dílčí členy vyráběny se způsobilostí na úrovni 6σ . Díky tomu je dosaženo zpřesnění rozměrů součástí. Metoda 6 Sigma byla zavedena kvůli nedostatečné přesnosti metody RSS. Vlivem různých faktorů, například opotřebením nástrojů, teplotním změnám, chybným nastavením atd., dochází k posunu střední hodnoty charakteristiky procesu pryč ze středu tolerančního pole. Při velkém objemu výroby je během určitého času běžný posuv až o $1,5\sigma$ od ideální hodnoty. U procesů s úrovní způsobilost 3σ znamená tento posuv zvýšení počtu zmetků až na cca 67 000 z milionu vyrobených (obr. 3-6), což je samozřejmě nepřijatelné. Z tohoto důvodu se stále častěji používá modernější metoda 6 Sigma, u které je i při předpokládaném posuvu o $1,5\sigma$ dosaženo výborné výtěžnosti procesu (obr. 3-7) [7].



Obr. 3-6 Vliv posuvu střední hodnoty na metodu RRS [7]



Obr. 3-7 Vliv posuvu střední hodnoty na metodu 6 Sigma [7]

Pro výpočet pomocí metody 6 Sigma jsou důležité indexy způsobilosti procesu (C_p , C_{pk}), které slouží k porovnání jednotlivých metod a k zhodnocení výsledné kvality výrobního procesu.

Ukazatel způsobilosti C_p posuzuje kvalitu výrobního procesu srovnáním specifikovaných tolerančních mezí s tradiční úrovní způsobilostí 3σ [7].

$$C_p = \frac{A_0 \max - A_0 \min}{6\sigma} \quad (11)$$

Ukazatel C_{pk} je modifikovaný ukazatel způsobilosti C_p . Oproti C_p počítá s faktorem posunutí k , který určuje poměr posunutí střední hodnoty ku polovině tolerančního intervalu. Faktor posunutí má hodnoty v intervalu $<0;1>$ [7].

$$C_{pk} = (1 - k) \cdot C_p \quad (12)$$

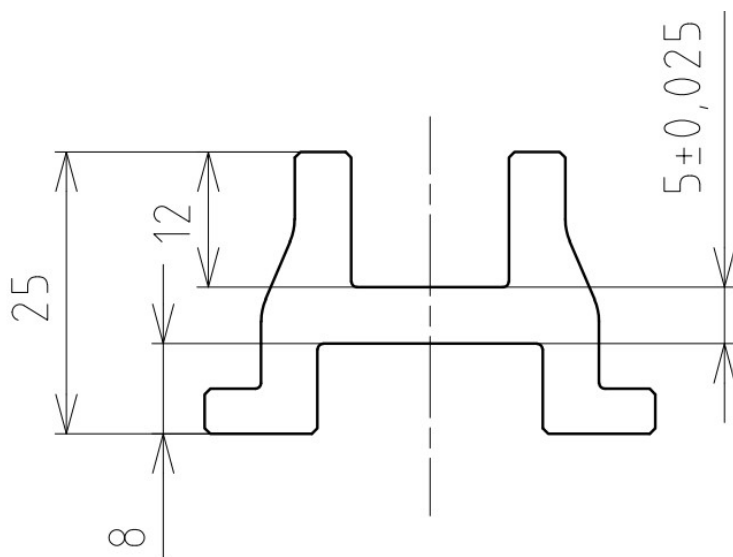
Pomocí ukazatele C_{pk} lze spočítat efektivní směrodatnou odchylku procesu [7]:

$$\sigma_{ei} = \frac{T_i}{6 \cdot C_{pk}} \quad (13)$$

Výpočet efektivní směrodatné odchylky je nutný pro všechny dílčí členy. Uzavírací člen je stejně jako u metody RSS dán jeho střední hodnotou μ a směrodatnou odchylkou σ , která se vypočítá z efektivních směrodatných odchylek dílčích členů jako [7]:

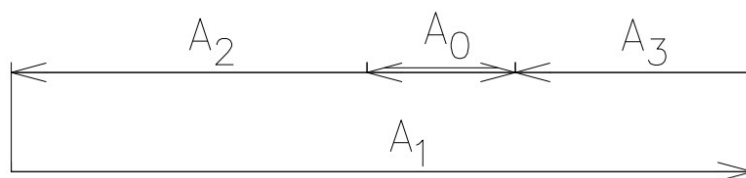
$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_{ei}^2} \quad (14)$$

Výpočet pomocí metody RSS je ukázán na následujícím příkladu. Na obrázku 3-8 je zobrazena součást, u které je požadována u technologicky výsledného rozměru odchylka $\pm 0,025$ mm. Cílem příkladu je pomocí metody RSS navrhnout tolerance pro ostatní rozměry tak, aby tato odchylka nebyla překročena [7].



Obr. 3-8 Příklad použití metody RSS [7]

Rozměry členů ve schématu rozměrového obvodu (obr. 3-9) odpovídají rozměrům na obrázku. Členy A_2 a A_3 jsou členy zmenšující a člen A_1 zvětšující.



Obr. 3-9 Schéma RO pro příklad použití metody RSS

Aby bylo dosaženo požadované přesnosti uzavíracího členu pomocí metody maximum-minimum, tak by tolerance ostatních rozměrů musely odpovídat stupni přesnosti IT6. Proto budou tolerance předběžně zvoleny jako symetrické s přesností IT6 podle normy [5]. Rozměry členů jsou popsány v tabulce 3-2.

Tab. 3-2 Hodnoty dílčích členů u příkladu výpočtu metodou RSS pro IT6

Člen	Jmenovitý rozměr	Tolerance	Horní mezní rozměr	Dolní mezní rozměr
A_1	25	0,013	25,007	24,994
A_2	12	0,011	12,006	11,995
A_3	8	0,009	8,005	7,996

Střední hodnoty při použití symetrického tolerančního pole odpovídají jmenovitým rozměrům. Směrodatné odchylky budou vypočítány podle rovnice (8).

$$\sigma_1 = \frac{T_1}{6} = \frac{0,013}{6} = 0,0022 \text{ mm}$$

$$\sigma_2 = \frac{T_2}{6} = \frac{0,011}{6} = 0,0018 \text{ mm}$$

$$\sigma_3 = \frac{T_3}{6} = \frac{0,009}{6} = 0,0015 \text{ mm}$$

Ze směrodatných odchylek dílčích členů podle rovnice (10) bude určena směrodatná odchylka uzavíracího členu.

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2} = \sqrt{0,0022^2 + 0,0018^2 + 0,0015^2} = 0,0032 \text{ mm}$$

Metoda RSS odpovídá úrovni výrobního procesu 3σ , takže výsledný rozměr a tolerance jsou:

$$A_0 = \mu \pm 3\sigma = 5 \pm 0,0096 \text{ mm}$$

Výsledná tolerance je menší než požadovaná odchylka. To znamená, že můžeme zvýšit stupeň přesnosti u dílčích členů například na IT8 a potom musíme znovu provést kontrolní výpočet. Rozměry členů se stupněm přesnosti IT8 jsou popsány v tabulce 3-3.

Tab. 3-3 Hodnoty dílčích členů u příkladu výpočtu metodou RSS pro IT8

Člen	Jmenovitý rozměr	Tolerance	Horní mezní rozměr	Dolní mezní rozměr
A ₁	25	0,033	25,017	24,984
A ₂	12	0,027	12,014	11,987
A ₃	8	0,022	8,011	7,989

Směrodatné odchylky dílčích členů a uzavíracího členu budou opět spočítány podle rovnic (8) a (10).

$$\sigma_1 = \frac{T_1}{6} = \frac{0,033}{6} = 0,0055 \text{ mm}$$

$$\sigma_2 = \frac{T_2}{6} = \frac{0,027}{6} = 0,0045 \text{ mm}$$

$$\sigma_3 = \frac{T_3}{6} = \frac{0,022}{6} = 0,0037 \text{ mm}$$

$$\sigma = \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2} = \sqrt{0,0055^2 + 0,0045^2 + 0,0037^2} = 0,008 \text{ mm}$$

Výsledný rozměr a tolerance jsou:

$$A_0 = \mu \pm 3\sigma = 5 \pm 0,024 \text{ mm}$$

I po zvýšení tolerančního stupně na IT8 je výsledná tolerance menší než dovolená odchylka. Zvýšením tolerančního stupně z IT6 na IT8 se sníží výrobní náklady, ale vzroste počet vyrobených zmetků. Proto je důležité před zahájením výroby zvážit, zda je z ekonomického hlediska výhodné tuto metodu použít.

3.2.3 Metoda skupinové zaměnitelnosti

Metoda skupinové zaměnitelnosti je také někdy označována jako metoda selektivní montáže. Používá se při výrobě montážních jednotek s velmi přesnými díly. Součásti se vyrábí s většími tolerancemi a jsou následně měřeny a roztříděny do rozměrových skupin podle skutečných rozměrů. V každé skupině jsou pouze ty součásti, které spolu mohou dosáhnout požadované přesnosti uzavíracího členu. Při výpočtu rozměrů uzavíracího členu se použije metoda maximum-minimum, do které vstupují pouze hodnoty zúžené tolerance dané určitou rozměrovou skupinou.

Při výpočtu se nejprve určí počet skupin n , který vychází ze vstupní tolerance pro skupiny T_{gr} [8]:

$$T_{gr} = \frac{T_S}{2} = \frac{A_{0max} - A_{0min}}{2} \quad (15)$$

$$n = \frac{T_D}{T_{gr}} \quad (16)$$

kde T_S je velikost tolerančního pole uzavíracího členu v mm a T_D je horní mezní rozměr uzavíracího členu v mm.

Následně se počítají mezní úchytky dílčích členů. Pro zvětšující členy platí rovnice [8]:

$$S, A(i) = T_D \left(1 - \frac{i-1}{n} \right) \quad (17)$$

$$I, A(i) = T_D \left(1 - \frac{i}{n} \right) \quad (18)$$

kde i je číslo udávající skupinu součástí.

Pro zmenšující členy platí rovnice [8]:

$$S, A(i, j) = \left(T_D - \frac{T_D}{n} - S_{min} \right) \frac{\prod_{k=2}^{m_{red}} (k-j)}{m_{red}!} - \frac{T_D(i-1)}{m_{red} \cdot n} \quad (19)$$

$$I, A(i, j) = \left(T_D - \frac{T_D}{n} - S_{min} \right) \frac{\prod_{k=2}^{m_{red}} (k-j)}{m_{red}!} - \frac{T_D(i)}{m_{red} \cdot n} \quad (20)$$

kde j je proměnná odpovídající číslu komponentu.

Počty součástí v odpovídajících skupinách se řídí normálním rozdělením, což znamená, že v každé skupině je jich jiný počet, a tak zbývá určité procento součástí, pro které není na skladu odpovídající součást. Tento problém se řeší dočasným usměrněním výroby, kdy se vyrábí díly s menšími tolerancemi odpovídající tolerancím dané rozměrové skupiny [4].

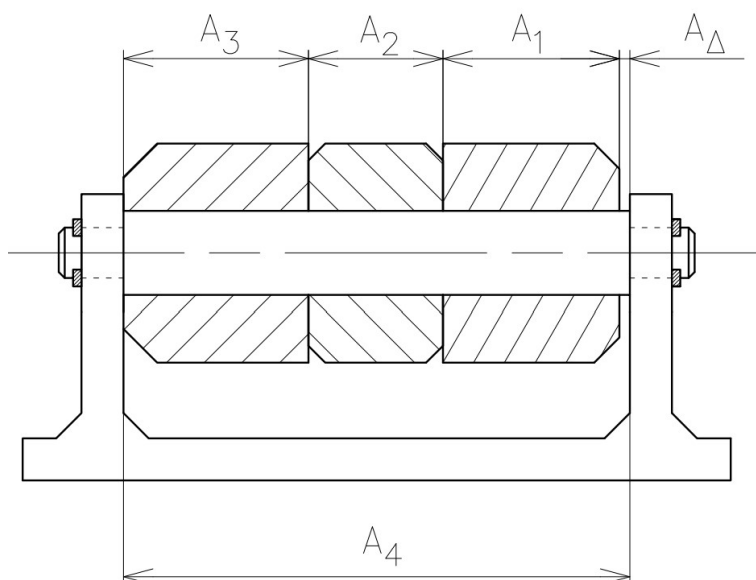
Výhodou této metody je, že se díky možnosti zvětšení tolerancí výrazně snižují výrobní náklady procesu. Následným měřením a roztríd'ováním součástí ale výrobní náklady rostou. Z toho vyplývá, že tato metoda má uplatnění pouze v hromadné a velkosériové výrobě. Nejvýhodnější je při použití automatizovaného třízení. Typickým příkladem použití metody skupinové zaměnitelnosti je při výrobě valivých ložisek.

Výpočet pomocí metody skupinové zaměnitelnosti je ukázán na následujícím příkladu. Cílem příkladu je stanovení mezních úchytek dílčích členů sestavy na obrázku 3-10 tak, aby byla dodržena vůle A_Δ v rozmezí 0,12 až 0,24 mm.

Rozměry dílčích členů jsou:

$$A_1 = 22 \text{ mm} \quad A_2 = 16 \text{ mm}$$

$$A_3 = 22 \text{ mm} \quad A_4 = 60 \text{ mm}$$



Obr. 3-10 Příklad na metodu skupinové zaměnitelnosti [8]

Uzavíracím členem je tedy vřetle A_{Δ} . A_4 je zvětšující člen a členy A_1 , A_2 , A_3 jsou členy zmenšující.

Jako první si vypočítáme toleranci T_{gr} , podle rovnice (15) a následně z ní a z horní tolerance uzavíracího členu vypočítáme podle rovnice (16) počet skupin pro třídění.

$$T_{gr} = \frac{T_S}{2} = \frac{S_{max} - S_{min}}{2} = \frac{0,24 - 0,12}{2} = 0,06 \text{ mm}$$

$$n = \frac{T_D}{T_{gr}} = \frac{0,24}{0,06} = 4$$

Podle rovnic (17) až (18) vypočítáme mezní úchytky zvětšujícího členu A_4

$$S, A_4(1) = 0,24 \left(1 - \frac{1-1}{4} \right) = 0,24 \text{ mm}$$

$$I, A_4(1) = 0,24 \left(1 - \frac{1}{4} \right) = 0,18 \text{ mm}$$

A tímto způsobem se vypočítají mezní úchytky i pro ostatní skupiny.

Dále podle rovnice (19) a (20) vypočítáme mezní úchytky zmenšujících členů.

$$S, A_1(1,1) = \left(0,24 - \frac{0,24}{4} - 0,12 \right) \frac{(2-1)(3-1)(4-1)}{3 \cdot 2 \cdot 1} - \frac{0,24(1-1)}{3 \cdot 4} = 0,06 \text{ mm}$$

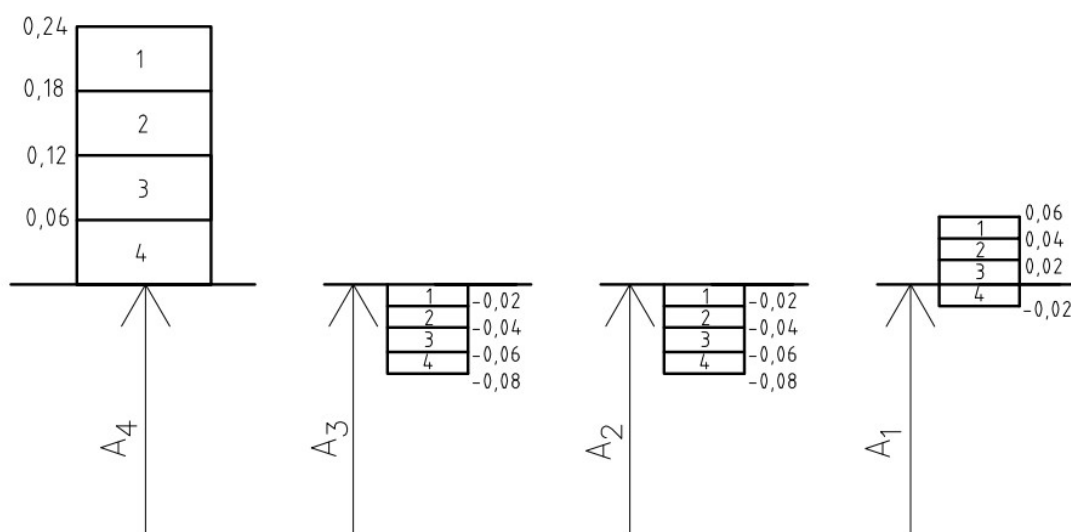
$$I, A_1(1,1) = \left(0,24 - \frac{0,24}{4} - 0,12 \right) \frac{(2-1)(3-1)(4-1)}{3 \cdot 2 \cdot 1} - \frac{0,24(1)}{3 \cdot 4} = 0,04 \text{ mm}$$

Stejný výpočet se opakuje pro každý člen pro všechny skupiny.

Získané hodnoty odchylek jsou v tabulce 3-4 a jejich toleranční pole jsou vykresleny na obrázku 3-11.

Tab. 3-4 Mezní rozměry členů RO u příkladu výpočtu pomocí metody skupinové zaměnitelnosti

Skupina	A ₃		A ₂		A ₁		A ₄	
	S	I	S	I	S	I	S	I
1	0	-0,02	0	-0,02	0,06	0,04	0,24	0,18
2	-0,02	-0,04	-0,02	-0,04	0,04	0,02	0,18	0,12
3	-0,04	-0,06	-0,04	-0,06	0,02	0	0,12	0,06
4	-0,06	-0,08	-0,06	-0,08	0	-0,02	0,06	0



Obr. 3-11 Schéma tolerančních polí pro metodu skupinové zaměnitelnosti

Podle metody maximum-minimum si můžeme vypočítat výsledné rozměry uzavíracího členu pro danou skupinu:

$$A_{\Delta 1 MAX} = A_{41 MAX} - A_{11 MIN} - A_{21 MIN} - A_{31 MIN} =$$

$$= 60,24 - 22,04 - 15,98 - 21,98 = 0,24 \text{ mm}$$

$$A_{\Delta 1 MIN} = A_{41 MIN} - A_{11 MAX} - A_{21 MAX} - A_{31 MAX} =$$

$$= 60,18 - 22,06 - 16 - 22 = 0,12 \text{ mm}$$

$$A_{\Delta 2 MAX} = A_{42 MAX} - A_{12 MIN} - A_{22 MIN} - A_{32 MIN} =$$

$$= 60,18 - 22,02 - 15,98 - 21,96 = 0,24 \text{ mm}$$

$$A_{\Delta 2 MIN} = A_{42 MIN} - A_{12 MAX} - A_{22 MAX} - A_{32 MAX} =$$

$$= 60,12 - 22,04 - 16 - 21,98 = 0,12 \text{ mm}$$

Z výsledků je zřejmé, že v rámci každé skupiny je dosaženo požadované vůle, a tím pádem zajištěna úplná zaměnitelnost vyrobených součástí v rámci každé skupiny.

3.2.4 Metoda kompenzační

Při použití této metody se využívá kompenzační člen. Jeho mezní rozměry se vypočítají pomocí rovnic (1) až (6) stejně jako u metody maximum-minimum. Výsledný rozměr kompenzačního členu je určen podle skutečných rozměrů dílčích členů a upravuje se až při montáži. Jako kompenzační člen se nejčastěji používá trubka, nákrůžek víka nebo distanční kroužek. Někdy je výhodné nahradit kompenzační člen seřizovacím členem, u kterého lze měnit rozměr v požadovaných mezích. Jako seřizovací člen se používají například KM matice nebo seřizovací šrouby. Výhodou je možnost dolícování po zaběhnutí stroje do provozu nebo po opravě či výměně některého dílu [2].

Tato metoda má využití v kusové a malosériové výrobě, při řešení rozměrových obvodů s větším počtem členů. Při kusové výrobě se připravuje kompenzační člen o něco větší a podle potřeby se při montáži upravuje odebíráním materiálu. Při sériové výrobě se dopředu připravují sady kompenzačních členů různých rozměrů a při montáži se vybírají vhodné díly podle aktuální potřeby.

Výpočet pomocí kompenzační metody je ukázán na následujícím příkladu. U sestavy dle obrázku 3-12 je požadována vůle (člen A_3) mezi ozubeným kolem a distančním kroužkem o velikosti 0,1 až 0,2 mm. Vůle tam musí být, aby se kolo mohlo otáčet, ale nesmí být moc velká, aby se kolo nemohlo výrazně posouvat v axiálním směru. Cílem příkladu je určit rozměry a velikost tolerance členu A_4 .

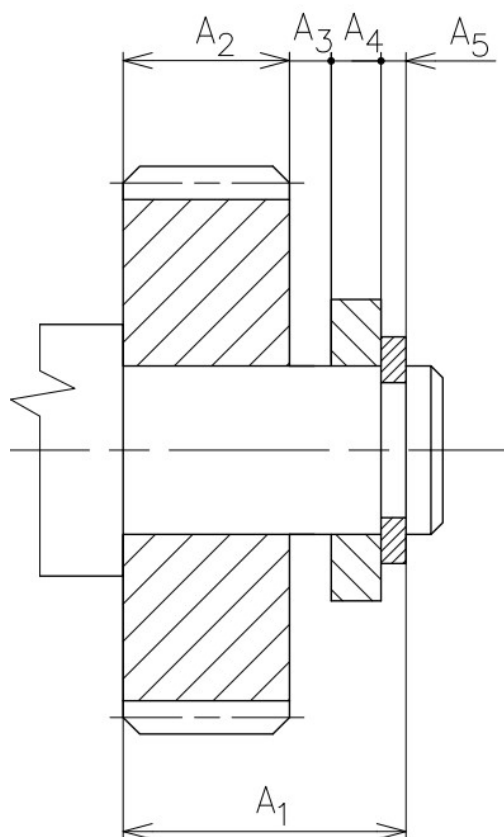
Rozměry ostatních dílčích členů jsou:

$$A_1 = 20^{+0,15}_0 \text{ mm}$$

$$A_2 = 13^0_{-0,15} \text{ mm}$$

$$A_3 = v = 0,1 \text{ až } 0,2 \text{ mm}$$

$$A_5 = 1,75^0_{-0,06} \text{ mm}$$



Obr. 3-12 Příklad použití kompenzační metody [9]

Členem uzavíracím je A_3 . Zmenšující členy jsou A_2 , A_4 a A_5 . Zvětšující člen je pouze A_1 .

Na začátku podle rovnice (4) zkontrolujeme podmínku realizovatelnosti.

$$T_3 = T_1 + T_2 + T_4 + T_5$$

$$T_4 = T_3 - T_1 - T_2 - T_5 = 0,1 - 0,15 - 0,15 - 0,06 = -0,26 \text{ mm}$$

Výsledná tolerance členu T_4 je záporná, což znamená, že podmínka realizovatelnosti není splněna a nelze použít metodu maximum-minimum. Kompenzační metoda jde použít i když tato podmínka neplatí. Jako kompenzační člen bude použit distanční kroužek (člen A_4), který se při montáži lehce upraví na daný rozměr podle skutečných rozměrů ostatních dílčích členů.

Dále se vypočítá jmenovitý rozměr a mezní rozměry kompenzačního členu podle rovnic (1) až (3).

Jmenovitý rozměr:

$$A_4 = A_1 - A_2 - A_3 - A_5 = 20 - 13 - 0,1 - 1,75 = 5,15 \text{ mm}$$

Horní mezní rozměr:

$$A_{4MAX} = A_{1MAX} - A_{2MIN} - A_{3MI} - A_{5MIN} = 20,15 - 12,85 - 0,1 - 1,69 = 5,51 \text{ mm}$$

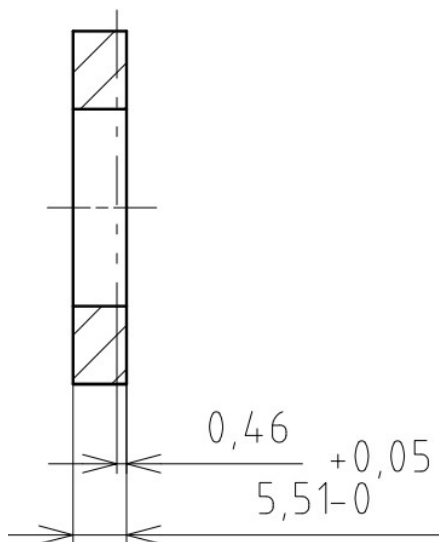
Dolní mezní rozměr:

$$A_{4MIN} = A_{1MIN} - A_{2MAX} - A_{3MAX} - A_{5MAX} = 20 - 13 - 0,2 - 1,75 = 5,05 \text{ mm}$$

Výsledný rozsah kompenzace se poté spočítá jako:

$$P = A_{4MAX} - A_{4MIN} = 5,51 - 5,05 = 0,46 \text{ mm}$$

Zjednodušený výrobní výkres pro distanční kroužek je zobrazen na obrázku 3-13. Kdyby se jednalo o sériovou výrobu, tak by se vyrobily sady kroužků ve velikostech od 5,01 až 5,51 mm odstupňované například po 0,05 mm.



Obr. 3-13 Zjednodušený výrobní výkres distančního kroužku

Při montáži se pak změří skutečné rozměry dílčích členů a podle toho se upraví rozměr kompenzačního členu. V případě předpřipravených sad kroužků se vybírá ten s vhodným rozměrem.

3.3 Faktory ovlivňující volbu metody

Která z metod bude použita se volí na základně několika faktorů. Jedním z nejdůležitějších je sériovost výroby. Ve velkosériové výrobě nemá výroba určitého množství zmetků takový vliv na výdělek jako při kusové výrobě. Na druhou stranu se ale v sériové výrobě výrazně projeví i malé zvýšení výrobních nákladů na jeden díl.

Mezi další faktory ovlivňující volbu metody patří například počet dílčích členů v rozměrovém obvodu a požadavek na náročnost montáže.

Cílem toleranční syntézy je nalézt a použít metodu, která bude co nejvíce vyhovovat všem faktorům a následně navrhnout co nejekonomičtější řešení.

3.4 Souhrn parametrů a vhodnosti použití metod

Tab. 3-5 Souhrn parametrů a vhodnosti použití metod

Metoda	Výhody	Nevýhody	Vhodnost použití
Maximum-minimum	Úplná zaměnitelnost součástí, jednoduchá montáž	Přesné tolerance	Kusová a malosériová výroba, menší počet dílčích členů
Statistická	Snížení přesnosti tolerancí při výrobě, jednoduchá montáž	Určité množství vyrobených zmetků	Hromadná a velkosériová výroba
Skupinové zaměnitelnosti	Snížení přesnosti tolerancí při výrobě, vysoká přesnost v rámci dané skupiny	Nutnost třídění dílů	Hromadná a velkosériová výroba, vysoká přesnost součástí
Kompenzační	Malé nároky na přesnost kompenzačního členu	Úprava kompenzačního členu až při montáži	Kusová a malosériová výroba, větší počet dílčích členů

3.5 Systémy pro řešení rozměrových obvodů

Řešení rozměrových obvodů ručně na papír je zdlouhavé a náchylné na chyby. Proto je na jejich řešení lepší použít nějaký software, který je umí řešit. Jako příklady budou uvedeny programy MITCalc a Inventor.

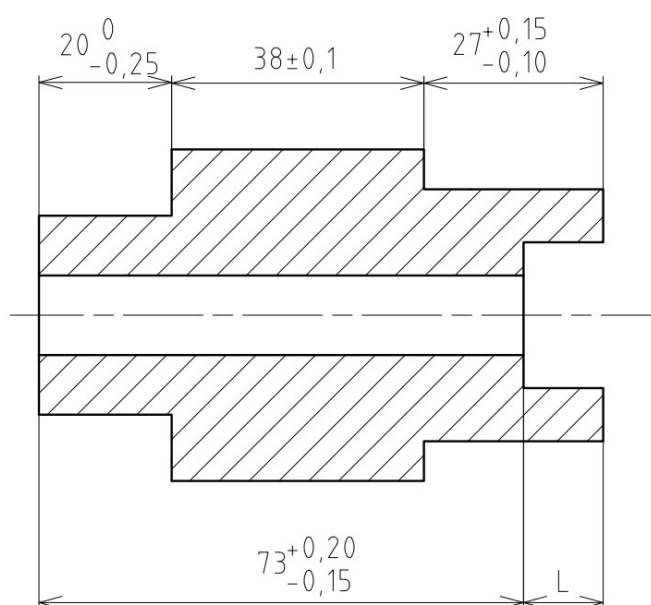
3.5.1 MITCalc

Jedná se o program, který obsahuje sadu strojírenských a technických výpočtů a je navržen v Microsoft Excelu. Z toho vyplývá výhoda, že není nutná znalost jakýchkoli programátorských znalostí. Nevýhodou je samozřejmě nevyhnutelná instalace MS Excelu. MITCalc v sobě zahrnuje jak návrhové, tak kontrolní výpočty pro velké množství inženýrských úkolů. Lze ho využít například na výpočet ložisek, hřídelí, pružin, různých druhů ozubení a lze v něm řešit také toleranční analýzu. Většina výpočtů navíc umožňuje výstup do různých 2D i 3D CAD systémů. Mezi tyto systémy patří například AutoCAD, Solidworks a Inventor [7].

MITCalc umožňuje toleranční analýzu lineárních, rovinných i prostorových rozměrových obvodů. Na výpočet lineárních obvodů je použita metoda maximum-minimum, statistická metoda RSS, popřípadě rozšířená statistická metoda 6Sigma. Dále je možné analyzovat deformace rozměrového obvodu v důsledku teplotní změny. MITCalc také umožňuje použít metodu skupinové zaměnitelnosti včetně optimalizace počtu sestavených výrobků. Pro řešení rovinných a prostorových rozměrových obvodů MITCalc používá metodu maximum-minimum nebo metodu Monte Carlo.

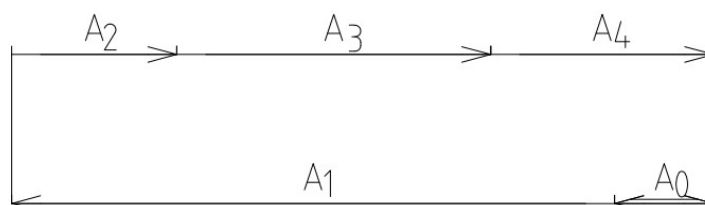
Použití programu MITCalc, konkrétně metody maximum-minimum, je znázorněno na následujícím příkladu.

Cílem příkladu je určení jmenovitého rozměru a mezních úchylek členu L na následující součásti (obr. 3-14).



Obr. 3-14 Příklad použití programu MITCalc

Ze schématu rozměrového obvodu (obr. 3-15), kde je člen L brán jako uzavírací člen, je zřejmé, že členy A_2 , A_3 , A_4 jsou členy zvětšující a člen A_1 je člen zmenšující. Rozměry členů odpovídají kótám na obrázku 3-14.



Obr. 3-15 Schéma RO pro příklad použití programu MITCalc

Zadané hodnoty a tolerance zapíšeme do tabulky v programu MITCalc (obr. 3-16). Sloupec „název členu“ není nutné vyplňovat, protože MITCalc přiřadí každému členu znak podle prvního sloupce v tabulce. Do sloupce „Jmenovitý“ vypíšeme jmenovité rozměry členů a do sloupce „Tolerance“ jejich tolerance. Jmenovitý rozměr členu A_1 zadáváme jako záporný, protože se jedná o zmenšující člen. Jmenovitý rozměr uzavíracího členu a jeho tolerance se zobrazí v posledním řádku tabulky.

Základní toleranční analýza								
1.0 <input checked="" type="checkbox"/> Návrh a optimalizace rozměrového řetězce								
1.1 Návrh rozměrového řetězce								
+	Znak	Název členu	Rozměry členu [mm]					
			Jmenovitý	Tolerance	Minimum	Maximum	μ	σ
^	A	A1	-73,0000	+0,20000 -0,15000	72,85000	73,20000	73,02500	0,058333
	B	A2	20,0000	0 -0,25000	19,75000	20,00000	19,87500	0,041667
	C	A3	38,0000	+0,10000 -0,10000	37,90000	38,10000	38,00000	0,033333
	D	A4	27,0000	+0,15000 -0,10000	26,90000	27,15000	27,02500	0,041667
	E							
	F							
	G							
	H							
	I							
v	J							
+	Z	Uzavírací člen	12,0000	+0,40000 -0,65000	11,35000	12,40000	11,87500	0,089365

Obr. 3-16 Prostředí programu MITCalc

Na obrázku 3-16 můžeme vidět, že rozměry uzavíracího členu jsou $L = 12_{-0,65}^{0,40}$ mm.

3.5.2 Inventor

Dalším programem, který dokáže řešit rozměrové obvody je Inventor. Jedná se o produkt firmy Autodesk a řadí se mezi nejvýznamnější CAD softwary na trhu. Je určen pro klasické 3D modelování, tvorbu sestav a vytváření výkresů. Inventor obsahuje řadu modulů, mezi které patří i toleranční analýza. Funguje přímo v prostředí Inventoru a umožňuje analýzu lineárních rozměrových obvodů. Při konstruování modelu v CAD systému je modelována ideální geometrie, ke které jsou přidány tolerance buď v náčrtu, nebo pomocí poznámek v modelovém prostředí. Po vytvoření sestavy jsou vybrány komponenty, pro které je požadován výpočet rozměrového řetězce. Na obrázku 3-17 je zobrazena sestava s vybranými rozměry. Inventor sám analyzuje zadané kóty s tolerancemi (automaticky přebírá 3D poznámky s tolerovanými rozměry) a z vazeb mezi komponenty je schopen zjistit, jak na sebe navazují a výslednou toleranci a její odchylku ihned zobrazit [10]. Toleranční analýzu je možné vytvořit i ručně bez připraveného modelu.

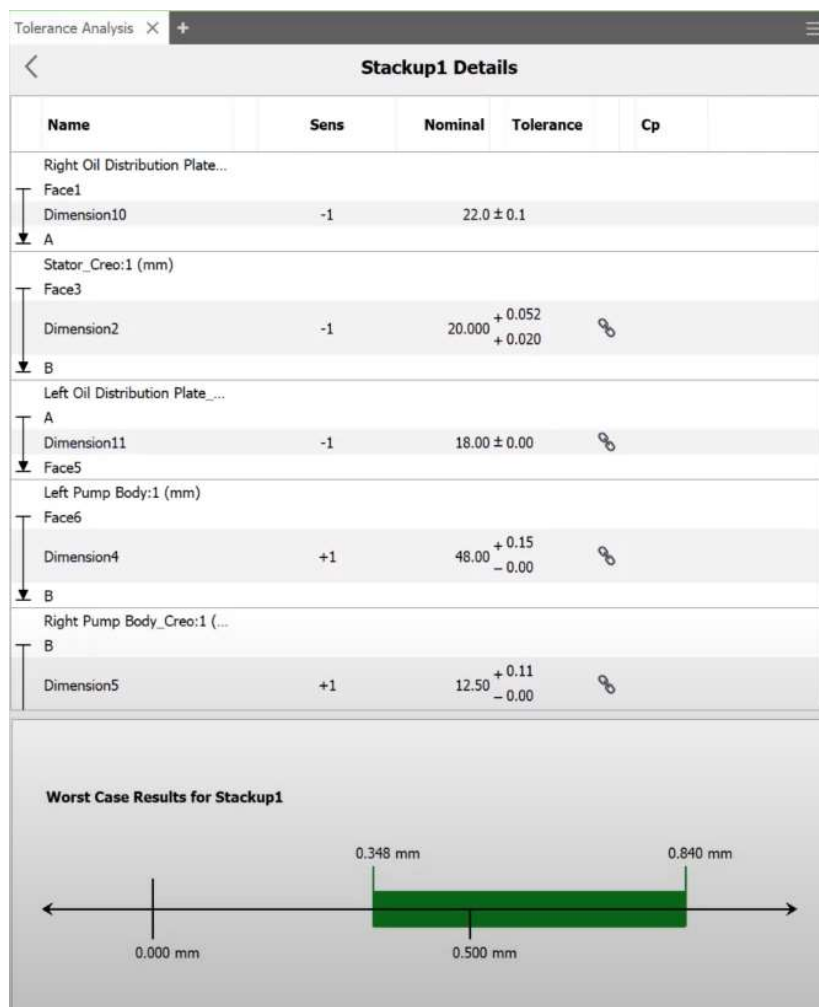


Obr. 3-17 Sestava s RO vytvořená v inventuru [10]

Prostředí modulu toleranční analýzy je zobrazeno na obrázku 3-18. Ve sloupci „Sens“ je buď +1 pro zvětšující členy nebo -1 pro zmenšující. Dále ve sloupcích „Nominal“ a „Tolerance“ jsou vypsány jmenovité rozměry vybraných dílů a jejich tolerance. Ve spodní části je zobrazeno řešení, což znamená rozměr uzavíracího členu a jeho mezní rozměry. V tomto konkrétním případě je obvod řešen metodou maximum-minimum.

Kromě metody maximum-minimum lze v Inventuru pro řešení použít také statistické metody RSS nebo 6 sigma.

Oproti MITCalcu je nevýhodou Inventuru to, že v něm lze řešit pouze lineární rozměrové obvody, kdežto v MITCalcu lze řešit i rovinné a prostorové rozměrové obvody.



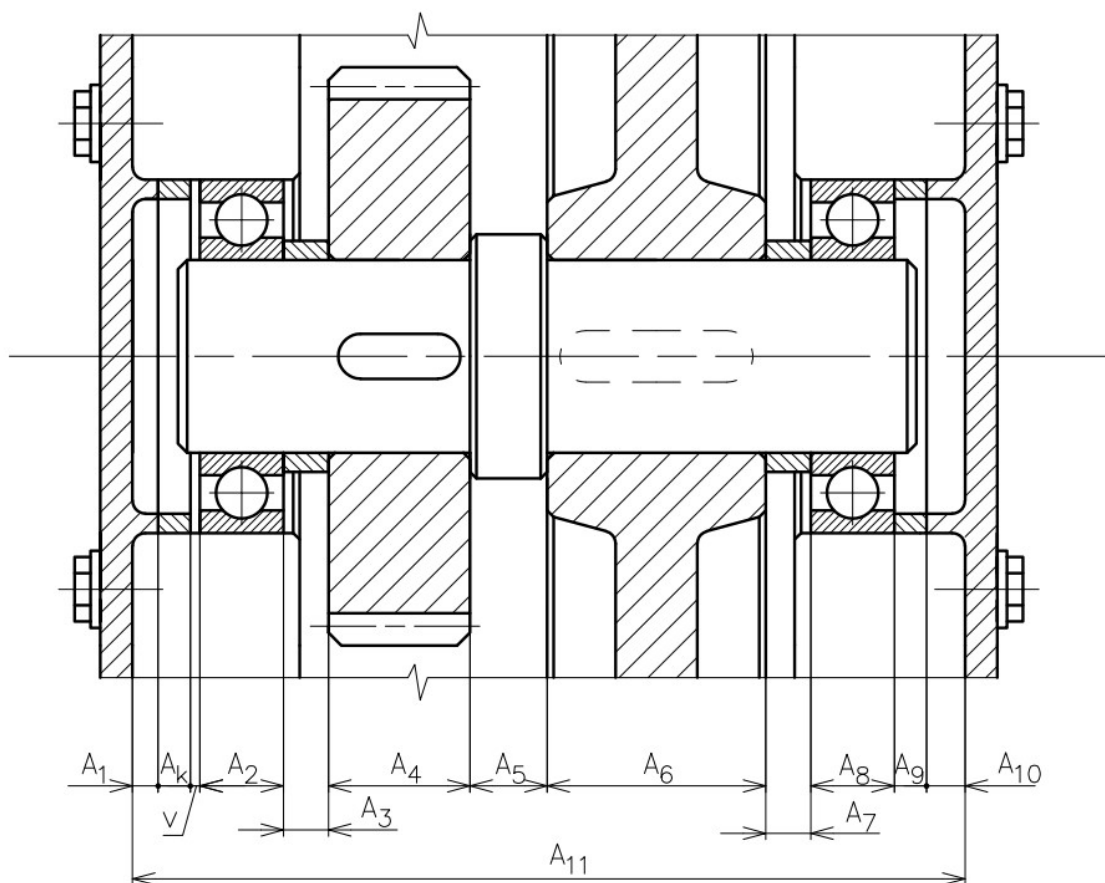
Obr. 3-18 Prostředí modulu toleranční analýzy v inventuru [10]

4 DISKUZE

Různé metody pro řešení rozměrových obvodů vedou na rozdílné výsledky, a proto je důležité zvolit vhodnou metodu. Pro ukázkou rozdílnosti výsledků bude řešena konkrétní sestava pomocí metody kompenzační a pomocí statistické metody.

4.1 Aplikace metod na konkrétní sestavě

Pro aplikaci daných metod byla vybrána sestava na obrázku 4-1. Jedná se o část převodovky s čelními ozubenými koly. Sestava se skládá z hřídele, která je uložena ve skříni převodovky pomocí radiálních kuličkových ložisek. Na hřídeli jsou umístěna dvě ozubená kola. Ozubená kola jsou axiálně zajištěna pomocí distančních kroužků, o které jsou také opřeny vnitřní kroužky ložisek. Vnější kroužky ložisek jsou opřeny o distanční kroužky, které vymezují vzdálenost mezi ložisky a dosedacími plochami víček skříně. Vzhledem k tepelným dilatacím a požadované přesnosti záběru ozubených kol je zadán požadavek na dodržení vůle 0,1 až 0,3 mm mezi distančním kroužkem a dosedací plochou levého víčka.



Obr. 4-1 Schéma sestavy

Tolerance dílčích členů vyráběných součástí jsou navrženy jako souměrné s přesností IT10. Tolerance ložisek jsou dány v katalogu výrobce [11]. V tomto případě byla použita ložiska 6006 od firmy SKF. Kompenzačním členem, jehož rozměr má být určen, je distanční kroužek mezi ložiskem a levou dosedací plochou víčka. Uzavírací člen je požadovaná vůle. Jmenovité i mezní rozměry dílčích členů jsou zapsány v tabulce 4-1. Jediným zvětšujícím členem je člen A_{11} a ostatní členy jsou zmenšující.

Tab. 4-1 Rozměry dílčích členů sestavy

Označení členu	Jmenovitý rozměr	Horní mezní rozměr	Dolní mezní rozměr	Tolerance
A_1	5	5,024	4,976	0,048
A_2	13	13	12,88	0,12
A_3	7	7,029	6,971	0,058
A_4	22	22,042	21,958	0,084
A_5	12	12,035	11,965	0,07
A_6	34	34,05	33,95	0,1
A_7	7	7,029	6,971	0,058
A_8	13	13	12,88	0,12
A_9	4	4,024	3,976	0,048
A_{10}	6	6,024	5,976	0,048
A_{11}	127	127,08	126,92	0,16
v	0,1	0,3	0,1	0,2

4.1.1 Řešení pomocí kompenzační metody

Jako první bude použita kompenzační metoda. Distanční kroužek je vhodné použít jako kompenzační člen, protože se dá lehce upravit. Jako první bude vypočítána podmínka realizovatelnosti podle rovnice (4):

$$\begin{aligned}
 T_0 &= T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7 + T_8 + T_9 + T_{10} + T_{11} + T_k \\
 T_k &= T_0 - T_1 - T_2 - T_3 - T_4 - T_5 - T_6 - T_7 - T_8 - T_9 - T_{10} - T_{11} = \\
 &= 0,2 - 0,048 - 0,12 - 0,058 - 0,084 - 0,07 - 0,1 - 0,058 - 0,12 - 0,04 - \\
 &\quad - 0,048 - 0,16 = -0,714 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Výsledkem je záporná tolerance. Metodu maximum-minimum by tedy nebylo možné použít. Pro použití kompenzační metody podmínka platit nemusí.

Jmenovitý rozměr kompenzačního členu se určí podle rovnice (1):

$$\begin{aligned} A_k &= A_{11} - A_1 - A_2 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6 - A_7 - A_8 - A_9 - A_{10} - v = \\ &= 127 - 5 - 13 - 7 - 22 - 12 - 34 - 7 - 13 - 4 - 6 - 0,1 = \\ &= 3,9 \text{ mm} \end{aligned}$$

Horní mezní rozměr podle rovnice (2):

$$\begin{aligned} A_{kMAX} &= A_{11MAX} - A_{1MIN} - A_{2MIN} - A_{3MIN} - A_{4MIN} - A_{5MIN} - A_{6MIN} - A_{7MIN} - \\ &\quad - A_{8M} - A_{9M} - A_{10MIN} - v_{MIN} = \\ &= 127,08 - 4,976 - 12,88 - 6,971 - 21,958 - 11,965 - 33,95 - 6,971 \\ &\quad - 12,88 - 3,976 - 5,976 - 0,1 = \\ &= 4,477 \text{ mm} \end{aligned}$$

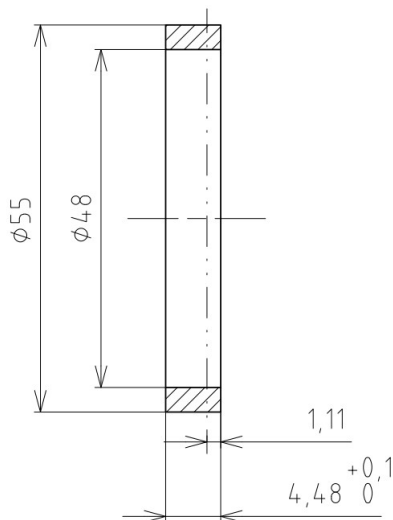
Dolní mezní rozměr podle rovnice (3):

$$\begin{aligned} A_{kMIN} &= A_{11MIN} - A_{1MAX} - A_{2MAX} - A_{3MAX} - A_{4MAX} - A_{5MAX} - A_{6MAX} - A_{7MAX} - \\ &\quad - A_{8MAX} - A_{9MAX} - A_{10MAX} - v_{MAX} = \\ &= 126,92 - 5,024 - 13 - 7,029 - 22,042 - 12,035 - 34,05 - 7,029 - 13 - \\ &\quad - 4,024 - 6,024 - 0,3 = \\ &= 3,363 \text{ mm} \end{aligned}$$

Rozsah kompenzace se spočítá jako:

$$P = A_{kMAX} - A_{kMIN} = 4,477 - 3,363 = 1,114 \text{ mm}$$

Zjednodušený výrobní výkres distančního kroužku je zobrazen na obrázku 4-2. K maximálnímu rozměru kroužku je nutné ještě přidat výrobní toleranci. Distanční kroužek bude upraven až při montáži podle skutečných rozměrů dílčích členů.



Obr. 4-2 Výrobní výkres distančního kroužku pro sestavu

4.1.2 Řešení pomocí statistické metody RSS

Druhou použitou metodou bude metoda statistická, konkrétně metoda RSS, která odpovídá způsobilosti výrobního procesu 3σ .

U většiny dílčích členů je zvoleno symetrické toleranční pole, takže jejich střední hodnota odpovídá jejich jmenovitému rozměru. To neplatí pro ložiska a zadanou vůli, pro které je nutné je dopočítat.

$$\mu_2 = \frac{A_{2MAX} - A_{2MIN}}{2} = \frac{13 - 12,88}{2} = 12,94 \text{ mm}$$

Rozměr i tolerance druhého ložiska jsou stejné, a proto i jeho střední odchylka odpovídá hodnotě prvního ložiska.

Střední hodnota vůle je $\mu_v = 0,2 \text{ mm}$.

Dalším krokem je výpočet směrodatných odchylek dílčích členů. Vypočítají se podle rovnice (8).

$$\sigma_1 = \frac{T_1}{6} = \frac{0,048}{6} = 0,008 \text{ mm}$$

Tímto způsobem se vypočítají směrodatné odchylky všech dílčích členů. Střední hodnoty a směrodatné odchylky dílčích členů jsou vypsány v tabulce 4-2.

Tab. 4-2 Střední hodnoty a směrodatné odchylky dílčích členů sestavy

Označení členu	Střední hodnota	Směrodatná odchylka
A ₁	5	0,008
A ₂	12,94	0,020
A ₃	7	0,010
A ₄	22	0,014
A ₅	12	0,012
A ₆	34	0,017
A ₇	7	0,010
A ₈	12,94	0,020
A ₉	4	0,008
A ₁₀	6	0,008
A ₁₁	127	0,027
v	0,2	0,033

Pomocí středních hodnot a směrodatných odchylek dílčích členů následně vypočítáme podle rovnic (9) a (10) střední hodnotu a směrodatnou odchylku uzavíracího členu.

$$\begin{aligned}\mu_k &= \sum_{i=1}^{k-1} \mu_i - \sum_{i=k}^n \mu_i = \\ &= \mu_{11} - \mu_1 - \mu_2 - \mu_3 - \mu_4 - \mu_5 - \mu_6 - \mu_7 - \mu_8 - \mu_9 - \mu_{10} - \mu_v = \\ &= 127 - 5 - 12,94 - 7 - 22 - 12 - 34 - 7 - 12,94 - 4 - 6 - 0,2 = \\ &= 3,92 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_k &= \sqrt{\sum_{i=1}^n \sigma_i^2} = \\ &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + \sigma_4^2 + \sigma_5^2 + \sigma_6^2 + \sigma_7^2 + \sigma_8^2 + \sigma_9^2 + \sigma_{10}^2 + \sigma_{11}^2 + \sigma_v^2} = \\ &= \sqrt{0,008^2 + 0,02^2 + \dots + 0,027^2 + 0,033^2} = \\ &= 0,06 \text{ mm}\end{aligned}$$

Výsledný rozměr členu A_k je:

$$A_k = \mu_k \pm 3\sigma_k = 3,92 \pm 0,18 \text{ mm}$$

Velikost tolerančního pole je v tomto případě:

$$T_k = 0,36 \text{ mm}$$

4.2 Zhodnocení výsledků

Po porovnání rozsahu kompenzace u první metody a výsledné tolerance u druhé metody je zřejmé, že metody kladou různé požadavky na přesnost výroby. Tolerance u statistické metody RSS vyšla téměř třikrát menší. Pro dosažení stejné tolerance uzavíracího členu by se tedy daly zvětšit tolerance dílčích členů a tím snížit výrobní náklady. U kompenzační metody se výsledný rozměr kompenzačního členu určuje až po změření skutečných rozměrů dílčích členů. To znamená, že by se daly zvětšit tolerance dílčích členů i při použití této metody

Použití metody úplné zaměnitelnosti, tedy metody maximum-minimum, je v tomto případě nevhodné. Aby byla splněna podmínka realizovatelnosti, tak by musely být předepsány vysoké přesnosti tolerancí dílčích členů, což by bylo z hlediska výroby velmi drahé. Proto byly použity metody, které úplnou zaměnitelností nezaručují.

Rozhodujícím faktorem při volbě mezi těmito dvěma metodami by byl především objem výroby. Kompenzační metoda by se hodila spíše pro menší množství vyráběných dílů, protože se při montáži musí měřit skutečné rozměry dílčích členů a následně brousit distanční kroužek. Tím se zvyšují výrobní časy a s nimi samozřejmě i celkové výrobní náklady. Při kusové a malosériové výrobě se tato nevýhoda neprojeví tak výrazně jako u velkosériové výroby. Distanční kroužky se sice musí při montáži upravovat, ale po úpravě lze každý kroužek použít a nevznikají žádné zmetky. Naproti tomu při použití statistické metody vzniká určité množství nepoužitelných dílů.

Použití statistické metody RSS by bylo výhodnější při hromadné a velkosériové výrobě. Montáž je jednodušší než při použití kompenzační metody a při výrobě velkého množství dílů je přijatelné vyrobít určité množství zmetků. Pro snížení zmetkovitosti by se dala použít přesnější metoda 6 sigma, která ovšem nedovoluje takové zvětšení tolerancí dílčích členů.

5 ZÁVĚR

Hlavním cílem této bakalářské práce bylo vytvoření rešerše v oblasti metod pro řešení rozměrových obvodů. Dílčími cíli bylo popsat případy, kdy je vhodné danou metodu použít a popsat faktory, které volbu metody ovlivňují. V kapitole diskuze je řešen další dílčí cíl, a to aplikace získaných poznatků na konkrétní sestavě. Hlavní cíl i dílčí cíle byly splněny.

V rámci rešerše byly popsány metody maximum-minimum, statistická, skupinové zaměnitelnosti a kompenzační. Pro názornější vysvětlení metod byl pro každou z nich vyřešen ukázkový příklad. Práce dále obsahuje ukázkou dvou systémů, ve kterých lze rozměrové obvody řešit. Na základě poznatků v rešerši byl v kapitole diskuze řešen rozměrový obvod konkrétní sestavy pomocí metody statistické a kompenzační. Nakonec bylo řešení pomocí obou metod vyhodnoceno a porovnáno.

Tato bakalářská práce by se dala považovat za souhrn informací týkajících se řešení rozměrových obvodů. Díky vyřešeným příkladům by také mohla sloužit jako návod použití daných metod.

6 SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] TEERAVARAPRUG, Jirarat a Jirarat TEERAVARAPRUG. A Comparative Study of Probabilistic and Worst-case Tolerance Synthesis. *Engineering Letters* [online]. 2007, **14**(1), 27-29 [cit. 2021-5-16]. ISSN 1816-093X. Dostupné z: <http://search.proquest.com/docview/31092768/>
- [2] SVOBODA, Pavel, Jan BRANDEJS a Jiří DVOŘÁČEK. *Základy konstruování*. Vydání šesté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2015. ISBN 978-80-7204-921-9.
- [3] CHASE, Kenneth W. a Alan R. PARKINSON. A Survey of Research in the Application of Tolerance Analysis to the Design of Mechanical Assemblies. *Research in Engineering Design* [online]. 1991, **3** [cit. 2021-5-16]. Dostupné z: https://www.academia.edu/8444887/A_Survey_of_Research_in_the_Application_of_Tolerance_Analysis_to_the_Design_of_Mechanical_Assemblies
- [4] PETRŮ, Jana a Robert ČEP. *Základy montáže: učební text*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012. ISBN 978-80-248-2773-5.
- [5] SVOBODA, Pavel a Jan BRANDEJS. *Výběry z norem pro konstrukční cvičení*. Vyd. 5. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-7204-838-0.
- [6] KUSIAK, Andrew a Chang-xue FENG. Deterministic tolerance synthesis: a comparative study. *Computer aided design* [online]. Elsevier, 1995, **27**(10), 759-768 [cit. 2021-5-17]. ISSN 0010-4485. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com.ezproxy.lib.vutbr.cz/science/article/pii/001044859400028C>
- [7] Toleranční analýza lineárních rozměrových řetězců. *MITCalc* [online]. ©2003-2021 [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/doc/tolanalysis1d/help/cz/tolanalysis1d.htm>
- [8] SHILYAEV, Sergey, Evgeniy SLASHCHEV, Igor VOYACHEK a Rinat SHAIKHOV. Rational reduction of work in progress when assembling parts of a product using the group interchangeability method. *MATEC Web of Conferences* [online]. Les Ulis: EDP Sciences, 2020, **329** [cit. 2021-5-17]. ISSN 22747214. Dostupné z: <https://www.proquest.com/docview/2487453981?pq-origsite=primo>
- [9] WANG, Xiaohui, Chao SUN, Yuanwei YAO a Lulu LIANG. Extension of the definition of tolerance and an application thereof in the calculation of dimension chains. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology* [online]. London: Springer London, 2014, **71**(5), 1069-1076 [cit. 2021-5-17]. ISSN 0268-3768. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s00170-013-5533-5>

- [10] HORÁLEK, Ladislav. Toleranční analýza pro Inventor. *Inventor guru* [online]. 2018 [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: <https://www.inventorguru.cz/2018/11/tolerancni-analyza-pro-inventor-2019.html>
- [11] Katalog valivých ložisek. *SKF* [Online]. 2019 [cit. 2021-5-17]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/151-121486/Rolling-bearings---17000_1-EN.pdf.

7 SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK, SYMBOLŮ A VELIČIN

$A_1, A_2, \dots A_i$	dílčí členy rozměrového obvodu
A_0	uzavírací člen rozměrového obvodu
A_k	kompenzační člen rozměrového obvodu
T_i	tolerance členu obvodu
A_{imax}	horní mezní rozměr členu obvodu
A_{imin}	dolní mezní rozměr členu obvodu
S_i	horní mezní úchylka
I_i	dolní mezní úchylka
RO	rozměrový obvod
σ_i	směrodatná odchylka
μ_i	střední hodnota
C_p	ukazatel způsobilost
C_{pk}	modifikovaný ukazatel způsobilosti
σ_e	efektivní směrodatná odchylka
v	vůle

8 SEZNAM OBRÁZKŮ A GRAFŮ

Obr. 3-1	Rozměrový obvod a) na jedné součásti; b) v montážní jednotce	14
Obr. 3-2	Schéma rozměrového obvodu	15
Obr. 3-3	Příklad použití metody maximum-minimum	17
Obr. 3-4	Schéma RO pro příklad použití metody maximum-minimum	17
Obr. 3-5	Předpokládaná výtěžnost procesu [7]	18
Obr. 3-6	Vliv posuvu střední hodnoty na metodu RRS [7]	20
Obr. 3-7	Vliv posuvu střední hodnoty na metodu 6 Sigma [7]	20
Obr. 3-8	Příklad použití metody RSS [7]	21
Obr. 3-9	Schéma RO pro příklad použití metody RSS	22
Obr. 3-10	Příklad na metodu skupinové zaměnitelnosti [8]	25
Obr. 3-11	Schéma tolerančních polí pro metodu skupinové zaměnitelnosti	26
Obr. 3-12	Příklad použití kompenzační metody [9]	28
Obr. 3-13	Zjednodušený výrobní výkres distančního kroužku	29
Obr. 3-14	Příklad použití programu MITCalc	31
Obr. 3-15	Schéma RO pro příklad použití programu MITCalc	31
Obr. 3-16	Prostředí programu MITCalc	32
Obr. 3-17	Sestava s RO vytvořená v inventuru [10]	33
Obr. 3-18	Prostředí modulu toleranční analýzy v inventuru [10]	34
Obr. 4-1	Schéma sestavy	35
Obr. 4-2	Výrobní výkres distančního kroužku pro sestavu	37

9 SEZNAM TABULEK

Tab. 3-1	Předpokládaná výtěžnost procesu pro různou šířku tolerančního pole uzavíracího členu [7]	19
Tab. 3-2	Hodnoty dílčích členů u příkladu výpočtu metodou RSS pro IT6	22
Tab. 3-3	Hodnoty dílčích členů u příkladu výpočtu metodou RSS pro IT8	23
Tab. 3-4	Mezní rozměry členů RO u příkladu výpočtu pomocí metody skupinové zaměnitelnosti	26
Tab. 3-5	Souhrn parametrů a vhodnosti použití metod	30
Tab. 4-1	Rozměry dílčích členů sestavy	36
Tab. 4-2	Střední hodnoty a směrodatné odchylky dílčích členů sestavy	38